

ROLLING FRICTION TRANSMISSION GEAR

Patent Number: JP59113357
Publication date: 1984-06-30
Inventor(s): HASEGAWA JIYUNZOU; others:
Applicant(s): TOYODA CHUO KENKYUSHO KK
Requested Patent: JP59113357
Application: JP19820222709 19821217
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H13/08
EC Classification:
Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To reduce a slide as a whole, by setting up a groove or a concave part on more than one rolling surfaces among any of a rotary shaft, a bearing ring and a friction wheel.

CONSTITUTION: Three pieces of grooves 10 are set up parallelly around a rolling surface 5 of a bearing ring 4, and ratios of a maximum contact surface pressure σ_1 between the rolling surface 5 of the bearing ring and a rolling surface 7 of a friction wheel 6 and a maximum contact surface pressure σ_2 between the rolling surface 7 of the friction wheel 6 and a rolling surface 3 of a first rotary shaft 2 are set to 1:0.75-1.33. When these ratios σ_1/σ_2 of the maximum contact surface come smaller than 0.75, a local slide between the rolling surface 5 of the bearing ring 4 being low in the σ_1 and the rolling surface 7 of the friction wheel 6 grow large so that the total slide also grows large. On the other hand, if these ratios σ_1/σ_2 come larger than 1.33, there is the possibility of producing seizure or binding or damage between the rolling surface 5 of the bearing ring being high in the σ_1 and the rolling surface 7 of the friction wheel.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑯ 日本国特許庁 (JP)

⑯ 特許出願公開

⑯ 公開特許公報 (A)

昭59-113357

⑯ Int. Cl.³
F 16 H 13/08

識別記号

厅内整理番号
7812-3 J

⑯ 公開 昭和59年(1984)6月30日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 7 頁)

⑯ ころがり摩擦伝動装置

⑯ 特 願 昭57-222709

⑯ 発明者

⑯ 出 願 昭57(1982)12月17日

愛知県愛知郡長久手町大字長湫
字横道41番地の3

⑯ 発明者 長谷川準三

北野正夫
名古屋市天白区梅ヶ丘2丁目100
7番地

大府市共和町茶屋47番地の254

⑯ 出 願 人

⑯ 発明者 川端行

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡日進町大字岩崎字

愛知県愛知郡長久手町大字長湫

門木49番地の501

字横道41番地の1

⑯ 発明者 三村宣治

⑯ 代理 人 弁理士 水野桂

明細書

1. 発明の名称

ころがり摩擦伝動装置

2. 特許請求の範囲

(1) 回転軸の外周面と軌道輪の内周面にそれぞれ転動面を形成し、内外に配置した回転軸の転動面と軌道輪の転動面の間に摩擦車を圧嵌し、上記の回転軸とは別の回転軸に摩擦車又は軌道輪を連結し、一方の回転軸の回転を摩擦車を介して他方の回転軸に伝動するころがり摩擦伝動装置において、回転軸と軌道輪及び摩擦車のいずれかひとつ以上の転動面に溝ないし凹部を形成して、回転軸の転動面と摩擦車の転動面の最大接触面圧と、軌道輪の転動面と摩擦車の転動面の最大接触面圧の比を1:0.75~1.33に設定したことを特徴とするころがり摩擦伝動装置。

(2) 上記の両最大接触面圧がほぼ等しいことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のころがり摩擦伝動装置。

3. 発明の詳細を説明

本発明は、一方の回転軸の回転を摩擦車を介して他方の回転軸に伝動するころがり摩擦伝動装置に関する。

従来、遊星摩擦車を用いたころがり摩擦伝動装置は、第1図と第2図に示すように、ケース(1)に軸支した第1回転軸(2)の外周面とケース(1)内に固定した軌道輪(4)の内周面にそれぞれ転動面(3)、(5)を形成し、内外に配置した第1回転軸の転動面(3)と軌道輪の転動面(5)の間に複数個の摩擦車(6)を適宜の圧力を加えて嵌込み、ケース(1)に第1回転軸(2)と同軸芯に軸支した第2回転軸(8)の支承環(9)に各摩擦車(6)を回転可能に支承し、一方の回転軸(2)又は(8)の回転を、自転しかつ公転する遊星摩擦車(6)を介して他方の回転軸(8)又は(2)に減速又は增速して伝動する。ところが、摩擦車(6)の外周面即ち転動面(7)と第1回転軸の転動面(3)又は軌道輪の転動面(5)の面圧が低いと、両転動面(7)と(3)又は(5)の間に流体潤滑油膜が形成され、両転動面(7)と(3)又は(5)間の滑りが増大し、転動面(7)、(3)又は(5)に焼付や損傷が生ずる。このような弊害をなくすには、

摩擦車(6)を第1回転軸の転動面(3)と軌道輪の転動面(5)の間に挟持する力を増大して転動面の面圧を高めればよいが、摩擦車(6)の挟持力を増大させるのは設計的に困難であつて限度がある。

そこで、第1回転軸の転動面(3)、軌道輪の転動面(5)又は摩擦車の転動面(7)に多数本の溝を周設したところがり摩擦伝動装置が発明された。しかし、この発明の装置においては、溝を設けた転動面の面圧が高くなつてその転動面の滑りが減少するが、第1回転軸(2)と摩擦車(6)の転動面(3)、(7)間又は軌道輪(4)と摩擦車(6)の転動面(5)、(7)間のいずれか面圧の低い側での滑りが大きく、装置の全体的な滑りがそれ程には減少しない。全体的な滑りを減少させるため、転動面に設ける溝の面積を増加させたり、摩擦車(6)の挟持力を増加させて、転動面(3)、(5)、(7)の面圧を更に高めると、第1回転軸と摩擦車の転動面(3)、(7)間又は軌道輪と摩擦車の転動面(5)、(7)間のいずれか面圧の高い側で油膜が切れ、転動面に焼付や損傷が生ずる。

本発明の目的は、上記のような従来の装置の弊

害ないし欠点をなくし、全体的な滑りが減少するところがり摩擦伝動装置を提供することである。

本発明は、上記の目的を達成するため、前記して第1図と第2図に示した従来の装置において、全体的な滑りを求めてみた。

第2図において、第2回転軸(8)を時計回りに n_0 回転したとき、即ち摩擦車(6)を時計回りに n_0 公転したときに、摩擦車(6)が反時計回りに n_1 自転し、第1回転軸(2)が時計回りに n_2 回転したとする。この回転状態を、摩擦車(6)の公転を停止して考察するため、装置の全体を反時計回りに n_0 回転せたとすると、第3図に示すように、第2回転軸の回転即ち摩擦車(6)の公転が零になり、軌道輪(4)が反時計回りに n_0 回転し、摩擦車(6)が反時計回りに n_1 回転し、第1回転軸(2)が時計回りに $n_2 - n_0$ 回転する。

半径 r_0 の軌道輪の転動面(5)の周速 $n_0 r_0$ と半径 r_1 の摩擦車の転動面(7)の周速 $n_1 r_1$ の間には、その両転動面(5)、(7)の滑りを S_1 とすると、

$$(1 - S_1) n_0 r_0 = n_1 r_1 \quad (1)$$

の関係がある。

また、摩擦車の転動面(7)の周速 $n_1 r_1$ と半径 r_2 の第1回転軸の転動面(3)の周速 $(n_2 - n_0) r_2$ の間には、その両転動面(7)、(3)の滑りを S_2 とすると、

$$(1 - S_2) n_1 r_1 = (n_2 - n_0) r_2 \quad (2)$$

の関係がある。

上記の第1式と第2式から $n_1 r_1$ を消去すると、

$$(n_2 - n_0) r_2 = (1 - S_2) (1 - S_1) n_0 r_0$$

となる。ここで、 $S_1 < < 1$ 、 $S_2 < < 1$ であるから、二次の微小項 $S_1 S_2$ を無視すると、

$$(n_2 - n_0) r_2 = (1 - S_1 - S_2) n_0 r_0$$

となり、この式を変形して整理すると、

$$\frac{n_2}{n_0} = \frac{r_0 + r_2 - (S_1 + S_2) r_0}{r_2} \quad (3)$$

となる。

一方、装置の理論的な增速比は、

$$\frac{r_0 + r_2}{r_2}$$

であるから、装置の全体的な滑り S_0 は、

$$S_0 = 1 - \frac{n_2}{n_0} \cdot \frac{r_2}{r_0 + r_2} \quad (4)$$

となる。

この第4式に上記の第3式を代入して整理すると、

$$S_0 = (S_1 + S_2) \cdot \frac{r_0}{r_0 + r_2} \quad (5)$$

となる。即ち、この第5式は、全体的な滑り S_0 は局所的な滑り S_1 と S_2 の和に比例することを明らかにしている。

従つて、全体的な滑り S_0 を減少するには、局所的な滑り S_1 と S_2 の和を減少させる必要がある。しかし、そのために、一方の局所的な滑り S_1 又は S_2 のみを減少させると、その転動面の面圧が高くなつて転動面に焼付や損傷が生ずる。従つて、局所的な滑り S_1 と S_2 の和を減少させるに当り、局所的な滑り S_1 と S_2 をほぼ同一に保持する必要がある。

一般に、ころがり転動面の滑り率と最大接触面圧の間には、第4図に示すように、ころがり速度が同一であれば、1対1の対応関係がある。

従つて、局所的な滑り S_1 と S_2 をほぼ同一にするには、軌道輪の転動面(5)と摩擦車の転動面(7)の最大接觸面圧 α_1 と、摩擦車の転動面(7)と第1回転軸の転動面(3)の最大接觸面圧 α_2 をほぼ同一にする必要があるので、全体的な滑り S_0 を減少させるには、最大接觸面圧 α_1 と α_2 をほぼ同一にする必要がある、との結論が得られる。

そこで、本発明者は、第2回転軸(8)の回転数を毎分10万回転、摩擦車の転動面(7)と第1回転軸の転動面(3)の最大接觸面圧 α_2 を66kg/mm² にそれぞれ保持した上で、軌道輪の転動面(5)と摩擦車の転動面(7)の最大接觸面圧 α_1 を転動面(5)に周設する溝の面積を増減して各値に設定し、最大接觸面圧 α_1 の各値についてそれぞれ全体的な滑り S_0 を実測した。その結果、第5図に示すように、全体的な滑り率と最大接觸面圧の比の関係を得た。第5図の線図から明らかなように、最大接觸面圧の比 α_1/α_2 が1前後においては、全体的な滑りが非常に少ないと、最大接觸面圧の比 α_1/α_2 が0.75より小さくなると、最大接觸面圧 α_1 が低い軌道輪の転動

面(5)と摩擦車の転動面(7)の局所的な滑り S_1 が大きくなるため、全体的な滑りが大きくなる。一方、最大接觸面圧の比 α_1/α_2 が1.33より大きくなると、最大接觸面圧 α_1 が高い軌道輪の転動面(5)と摩擦車の転動面(7)に焼付や損傷が生ずるおそれがある。従つて、前記した從来装置の弊害ないし欠点をなくし、全体的な滑りを減少させるには、最大接觸面圧の比 α_1/α_2 を0.75乃至1.33の範囲に設定するのが妥当である。

なお、上記の議論は、遊星摩擦車を用いたところがり摩擦伝動装置を対象にしていたが、摩擦車(10)を公転せずに自転のみ可能に支承し、軌道輪(4)を第2回転軸(8)に連結したところがり摩擦伝動装置についても同様である。

従つて、上記の事項から明らかのように、本発明は、回転軸の外周面と軌道輪の内周面にそれぞれ転動面を形成し、内外に配位した回転軸の転動面と軌道輪の転動面の間に摩擦車を圧嵌し、上記の回転軸とは別の回転軸に摩擦車又は軌道輪を連結し、一方の回転軸の回転を摩擦車を介して他方

の回転軸に伝動するところがり摩擦伝動装置において、回転軸と軌道輪及び摩擦車のいずれかひとつ以上の転動面に溝ないし凹部を形成して、回転軸の転動面と摩擦車の転動面の最大接觸面圧と、軌道輪の転動面と摩擦車の転動面の最大接觸面圧の比を1:0.75~1.33に設定したことを特徴とするところがり摩擦伝動装置である。

本発明の装置は、全体的な滑りが減少し、前記した從来装置の弊害ないし欠点がない。

次に、本発明の実施例について説明する。

第1実施例(第6図乃至第8図参照)

本例のところがり摩擦伝動装置は、前記して第1図と第2図に示した從来の装置において、第6図乃至第8図に示すように、軌道輪の転動面(5)に3本の溝印を平行して周設し、軌道輪の転動面(5)と摩擦車の転動面(7)の最大接觸面圧 α_1 と、摩擦車の転動面(7)と第1回転軸の転動面(3)の最大接觸面圧 α_2 の比を1:0.97位に設定している。その他の点は、從来の装置におけるのと同様であるので、第6図乃至第8図に同一部分に同一符号を付して説

明を省略する。

本例のところがり摩擦伝動装置は、最大接觸面圧 α_1 と α_2 がほぼ等しく、全体的な滑り率が0.24%位である。

第2実施例(第9図と第10図参照)

本例のところがり摩擦伝動装置は、第1図と第2図に示した從来の装置において、第9図に示すように、軌道輪の転動面(5)の両側部に2本の溝印、印を平行して周設し、第9図と第10図に示すように、各摩擦車の転動面(7)の中央部にそれぞれ1本の溝印を周設し、最大接觸面圧 α_1 と α_2 の比を1:1.17位に設定している。その他の点は、從来の装置におけるのと同様であるので、第9図と第10図に同一部分に同一符号を付して説明を省略する。

本例のところがり摩擦伝動装置は、最大接觸面圧 α_1 と α_2 がほぼ等しく、全体的な滑り率が0.22%位である。

他の実施例(第11図乃至第16図参照)

軌道輪の転動面(5)、各摩擦車の転動面(7)又は第1回転軸の転動面(3)に設ける溝印は、上記の第1、

第2実施例においては、周方向に平行していたが、第11図の転動面の半周の展開図に示すように、螺旋状であつてもよい。螺旋状の溝凹を設けると、過剰な潤滑油が軸方向に速やかに排出され、潤滑油の搅拌による抵抗損失が減少するが、螺旋の方向が一方向であると、軸方向の力が作用する。そこで、第12図と第13図の展開図に示すように、転動面の中央に対して左右対称になつた螺旋状の溝凹を設けるとよい。

また、溝凹に代えて、第14図乃至第16図の展開図に示すように、円形、矩形又は任意形状の凹部を多数個設けて、転動面の接触面積を削を設けた場合と同様に減少させてもよい。

4. 図面の簡単な説明

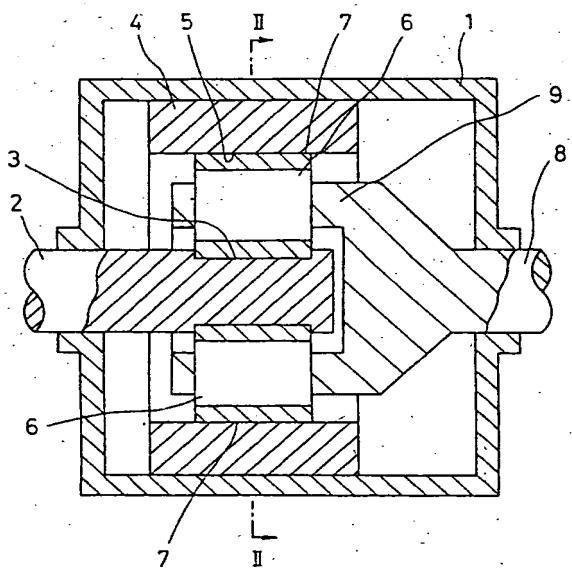
第1図は従来装置の縦断側面図、第2図は第1図のI—I線断面図であり、第3図は転動面の半径と回転数を示す略図、第4図は転動面の滑り率と最大接触面圧の関係を示す線図、第5図は全体的な滑り率と最大接触面圧の比の関係を示す線図であり、第6図は本発明の第1実施例のころがり

摩擦伝動装置の縦断側面図、第7図は第6図のII-II線断面図、第8図は同装置の軌道輪の転動面の半周の展開図であり、第9図は第2実施例のころがり摩擦伝動装置の縦断側面図、第10図は第9図のX-X線断面図であり、第11図乃至第16図はそれぞれ他の実施例における転動面の半周の展開図である。

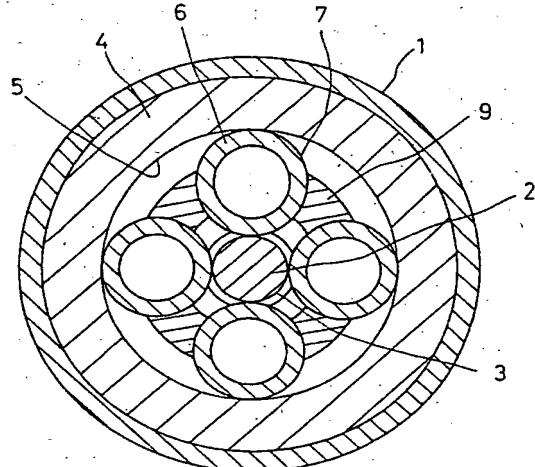
2 … 第1回転軸	3 … 転動面
4 … 軌道輪	5 … 転動面
6 … 摩擦車	7 … 転動面
8 … 第2回転軸	10 … 溝
11 … 凹部	

特許出願人 株式会社 豊田中央研究所
代理人 井理士 水野桂

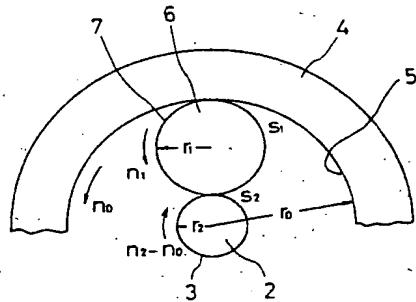
第1図



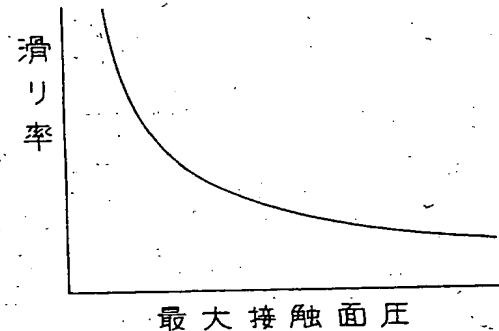
第2図



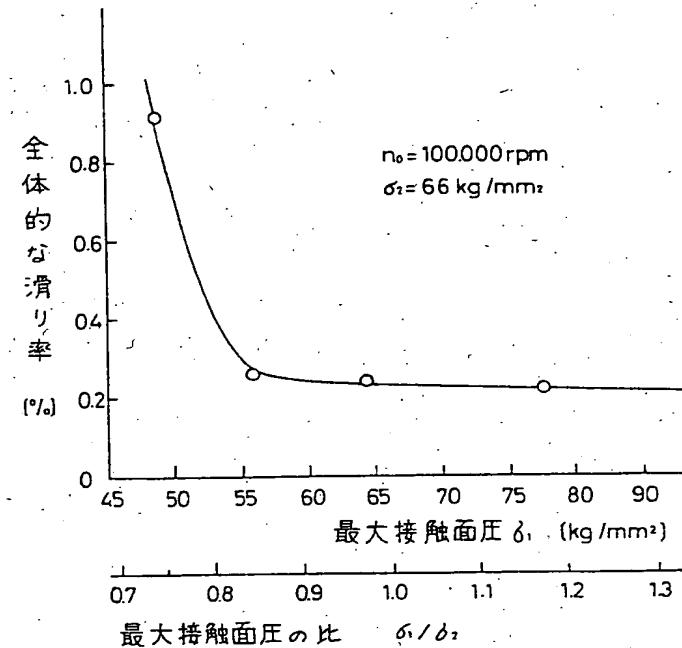
第3図



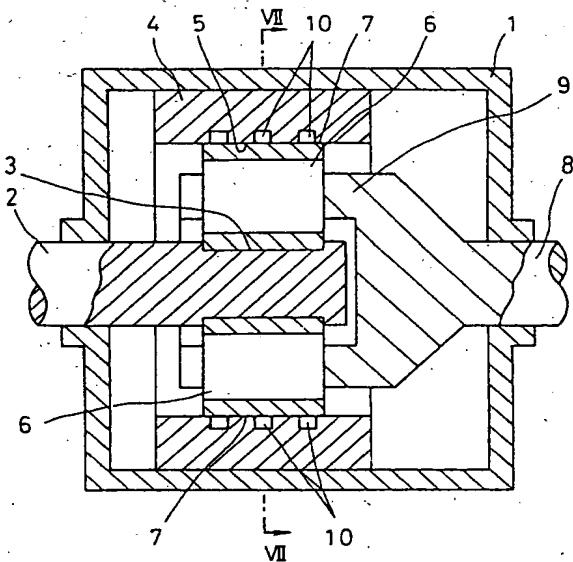
第4図



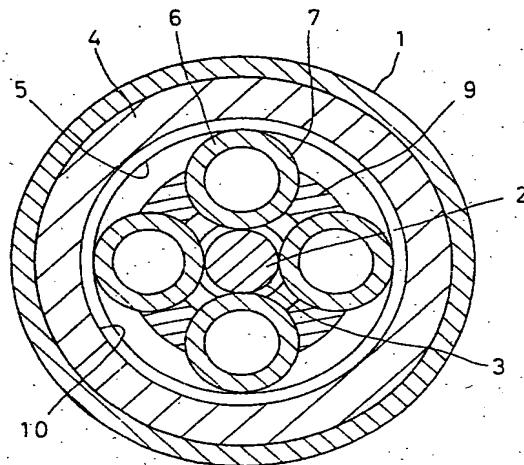
第5図



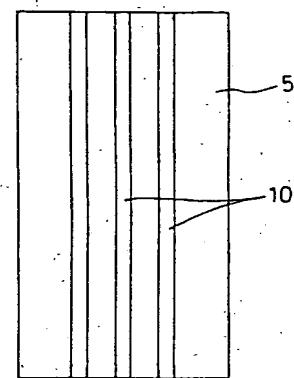
第6図



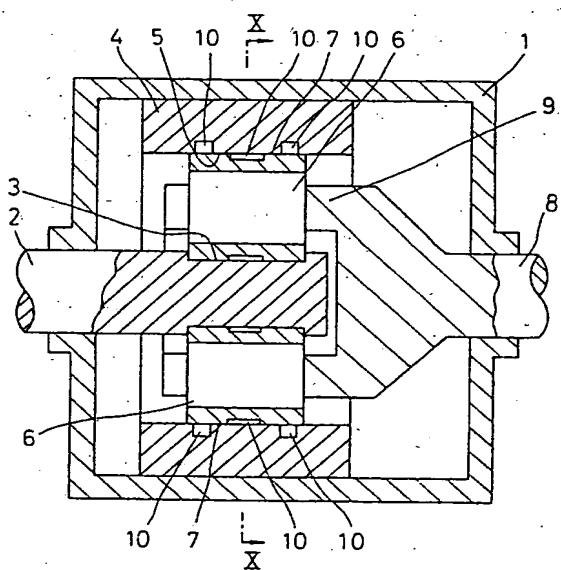
第 7 図



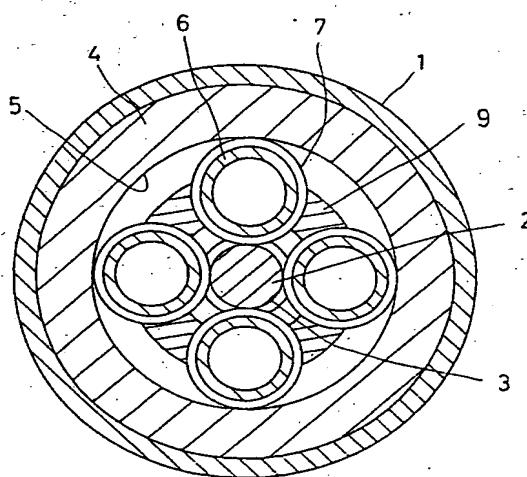
第 8 図



第 9 図



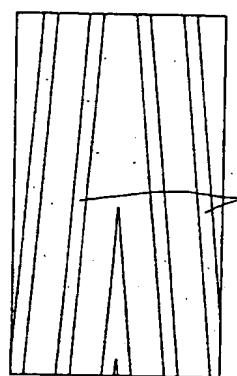
第 10 図



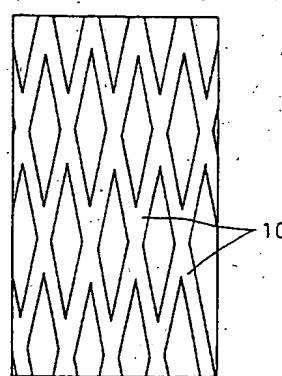
第 11 図



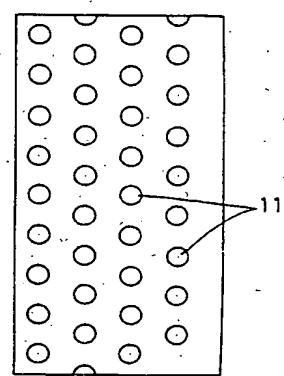
第 12 図



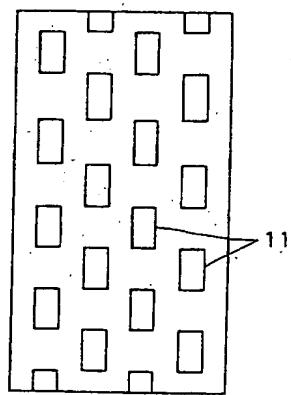
第 13 図



第 14 図



第 15 図



第 16 図

